

MODELO SIMPLIFICADO PARA UM TERMOSSIFÃO BIFÁSICO

Newton Galvão de Campos Leite (nleite@uerj.br)

Universidade do Estado do Rio de Janeiro – Faculdade de Tecnologia – Departamento de Mecânica e Energia

Resumo. Este trabalho contém uma análise teórica baseado no artigo de Casarosa e Dobran [1], que foi desenvolvido com o objetivo de investigar os diferentes modos de operação de um termossifão construído com uma geometria não convencional. Assim foi feita uma adaptação do modelo descrito em [1] para um termossifão bifásico fechado de forma cilíndrica, operando com água como fluido de trabalho. Neste estudo, o termossifão foi dividido em volumes de controle nos quais foram aplicadas as equações de conservação de massa, energia e quantidade de movimento, dando origem a um conjunto de equações perfeitamente solucionável através de substituição direta. O modelo foi testado com dados experimentais publicados em anais de congresso especializado na área, mostrando uma boa consistência com a hipótese inicial assumida pelo modelo, de que a espessura média do filme de líquido é bem menor do que o raio interno do tubo.

Palavras-Chave: Termossifão bifásico, Modelagem teórica, Espessura do filme de líquido.

1. INTRODUÇÃO

O termossifão é um dispositivo que pode ser chamado de supercondutor de calor, apesar de sua construção ser relativamente simples. A sua descoberta não é recente, porém, devido as suas potencialidades de aplicação tem merecido a cada ano análises científicas mais elaboradas.

Os termossifões embora não possuam estrutura porosa, são frequentemente incluídos sob o domínio dos tubos de calor. Este último é um invólucro metálico, geralmente de forma geométrica cilíndrica, fechado e evacuado, que possui no seu interior uma estrutura porosa e certa quantidade de fluido de trabalho – que pode ser água, R-113, R-11, etanol ou outro qualquer, sendo sua escolha uma função apenas da faixa de temperatura de trabalho desejada e da compatibilidade com o material do invólucro. Seu funcionamento pode ser compreendido supondo um tubo de calor na posição vertical, com seu lado inferior aquecido, o qual será chamado de evaporador, enquanto que em seu lado superior é retirado calor, o qual será chamado de condensador. Entre o evaporador e o condensador existe uma zona de transporte de calor isolada do meio externo que será conhecida como área adiabática, cuja sua necessidade depende da aplicação do tubo. A transferência de calor é realizada por evaporação-condensação do fluido de trabalho, ou seja, o fluido contido na parte aquecida do tubo (evaporador) atinge seu ponto de vaporização, subindo por diferença de densidade e pressão. Enquanto esse fenômeno se processa, no condensador está ocorrendo o contrário, ou seja, o vapor ao se deparar com uma temperatura da superfície interna do invólucro mais baixa, e suficiente para atingir seu ponto de liquefação, começa a formar gotículas na parede interna do condensador que é revestida com uma estrutura porosa; essas gotículas irão retornar para o evaporador através das forças de gravidade e capilaridade, sendo esta última proveniente da estrutura porosa. Assim, começa a se formar um ciclo de evaporação-condensação dentro do tubo, que é o responsável pelo transporte de quantidades substanciais de calor do evaporador para o condensador. Como a transferência de calor se dá pela mudança de fase do fluido de trabalho, uma grande quantidade de calor é transferida com uma pequena diferença de temperatura da parede do lado externo do invólucro, entre o evaporador e o condensador, conferindo-lhe uma altíssima condutância térmica equivalente. Os tubos de calor podem teoricamente trabalhar em qualquer ângulo de inclinação diferente da vertical, podendo haver até uma inversão da posição entre evaporador e condensador, pois um projeto adequado da estrutura porosa garante através da força de capilaridade o retorno do fluido de trabalho ao evaporador depois de condensado.

Deste modo, resulta dos comentários anteriores que a principal diferença de uma maneira geral entre o termossifão e o tubo de calor está na ausência da estrutura porosa por parte do termossifão, fazendo com que o fluido de trabalho retorne para o evaporador, somente pela ação da força gravitacional, o que teoricamente limita o uso do termossifão com relação ao seu ângulo de inclinação, fazendo com que o evaporador esteja sempre a um nível mais baixo em relação ao condensador. Por outro

lado, a não utilização de estrutura porosa, torna o termossifão um dispositivo mais simples e de menor custo, podendo em muitas situações práticas, substituir o tubo de calor.

Para uma melhor compreensão do esquema de funcionamento do tubo de calor e do termossifão, as Figuras 1 e 2 mostram a principal diferença de operação entre os dispositivos, além de ilustrar a complexidade do escoamento interno do fluido de trabalho.

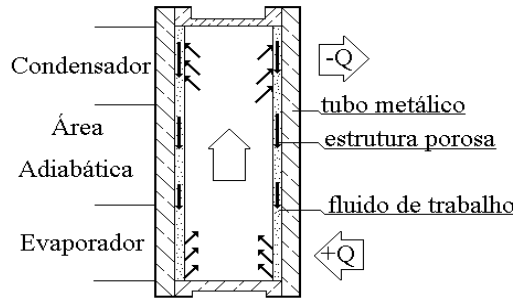


Figura 1. Tubo de calor.

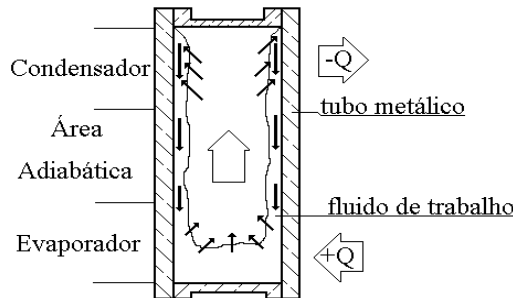


Figura 2. Termossifão.

2. MODELO TEÓRICO

A modelagem pretende calcular a espessura média do filme de líquido ($\bar{\delta}$) de um termossifão fechado e evacuado, trabalhando em regime permanente, de forma geométrica cilíndrica, utilizando água como fluido de trabalho e cobre como material da carcaça. Para isto, foram utilizados perfis de velocidade média para o núcleo de vapor e filme de líquido. A correção geométrica proposta no trabalho realizado por Casarosa e Dobran (1988) não foi realizada, visto que a geometria em questão permite esta consideração pela sua simplicidade.

Assim, a seguinte representação idealizada dos processos termo-hidrodinâmicos ocorridos no interior do termossifão foi assumida:

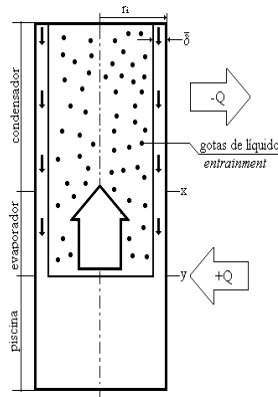


Figura 3. Representação idealizada do termossifão.

Observando a Figura 3, nota-se a ausência de uma área adiabática entre o evaporador e o condensador, diferenciando-se novamente do trabalho realizado em Casarosa e Dobran (1988). O modelo empregado, leva em consideração um parâmetro chamado *entrainment* (E), o qual visa representar um possível arrasto de gotículas na interface líquido-vapor, onde claramente este arrasto é dependente dos processos termo-hidrodinâmicos ocorridos dentro do tubo, porém, visando simplificar o conjunto de equações, foi usada a seguinte definição:

$$E = \frac{1 - \bar{x}}{2 - \bar{x}} \quad (1)$$

sendo “ \bar{x} ” o título na interface líquido-vapor do condensador (E_c) ou evaporador (E_e), conforme a região em estudo. O *entrainment* (E) é um parâmetro que varia de 0 a 0,5, onde a primeira condição representa uma ausência de gotículas de líquido, enquanto a segunda condição, uma situação imaginária de inundação do núcleo de vapor. Baseando-se nos estudos realizados por Casarosa e Dobran (1988), algumas suposições foram feitas:

- Espessura média do filme de líquido.
- As regiões do núcleo serão representadas por valores médios de *entrainment* (E).
- O filme de líquido e a piscina (ou reservatório) serão representados por valores médios de temperatura.
- Supõe-se que o filme de líquido tenha uma pequena espessura média, quando comparado com o raio interno do tubo, ou seja, $(\bar{\delta}/r_i \ll 1)$.
- As propriedades das fases líquida e vapor serão supostas constantes, e a operação do termossifão estará longe do ponto crítico ($\rho_v/\rho_l \ll 1$).
- Volumes de controle fixos.
- A fase vapor terá uma condição de saturação, enquanto que a fase líquida será levemente sub-resfriada.
- Pressão uniforme ao longo da seção transversal, para cada fase do tubo.

O modelo analítico desenvolvido para o termossifão da Figura 3, fundamenta-se numa análise de parâmetro concentrado, primeiro proposto por Dobran (1985), depois aperfeiçoado no trabalho de Casarosa e Dobran (1988), para um termossifão com características geométricas totalmente diferentes deste trabalho. Destarte, um modelo matemático para um termossifão bifásico fechado de forma geométrica cilíndrica e em regime permanente foi desenvolvido, sendo o tubo dividido em volumes de controle fixos e bem definidos, nos quais foram aplicadas as equações de conservação. Um conjunto de equações foi obtido, onde uma manipulação adequada levou a uma equação do tipo $Q_c = f(\bar{\delta}, E)$ para o condensador (Fig. 4).

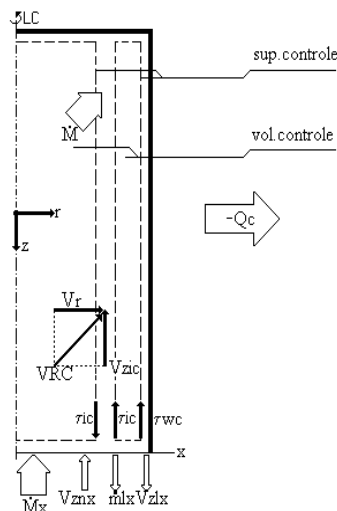


Figura 4. Volumes de controle para o condensador.

O conjunto completo de equações é mostrado a seguir:

• Filme de líquido do condensador.

$$\dot{M} = \dot{m}_x \quad (2)$$

$$Q_c - \dot{M} \left[\bar{h}_{vl} \bar{x}_c - c_l (\bar{T}_{lc} - \bar{T}_{csat}) \right] + \dot{m}_x c_l (\bar{T}_{lx} - \bar{T}_{lc}) = 0 \quad (3)$$

$$(p_t - p_x) A_a - \tau_{ic} A_i - \tau_{wc} A_e + \rho_{lc} v_{lc} g = \dot{M} V_{zic} + \dot{m}_x V_{zlx} \quad (4)$$

• Núcleo do condensador.

$$\dot{M}_x = \dot{M} \quad (5)$$

$$\bar{h}_c = h_x \quad (6)$$

$$(p_t - p_x) A_n + \tau_{ic} A_i + \rho_{nc} v_{nc} g = \dot{M}_x V_{znx} - \dot{M} V_{zic} \quad (7)$$

• Filme de líquido do evaporador.

$$\dot{m}_x = \dot{m}_{vi} + \dot{m}_g + \dot{m}_{ly} \quad (8)$$

$$Q_e + \dot{m}_x c_l (\bar{T}_{le} - \bar{T}_{lx}) - \left(\dot{m}_{vi} + \dot{m}_g \right) \left[\bar{h}_{vl} \bar{x}_e + c_l (\bar{T}_{esat} - \bar{T}_{le}) \right] - \dot{m}_{ly} c_l (\bar{T}_{ly} - \bar{T}_{le}) = 0 \quad (9)$$

$$(p_x - p_y) A_a - \tau_{ie} A_i - \tau_{we} A_e + \rho_{le} v_{le} g = \dot{m}_{ly} V_{zly} - \dot{m}_x V_{zlx} - \left(\dot{m}_{vi} + \dot{m}_g \right) V_{zie} \quad (10)$$

• Núcleo do evaporador.

$$\dot{m}_{vp} + \dot{m}_{vi} + \dot{m}_g = \dot{M}_x \quad (11)$$

$$\dot{M}_x h_x = \dot{m}_{vp} h_{vy} + \left(\dot{m}_{vi} + \dot{m}_g \right) \bar{h}_e \quad (12)$$

$$(p_x - p_y) A_n + \tau_{ie} A_i + \rho_{ne} v_{ne} g = \dot{m}_{vp} V_{zny} - \dot{M}_x V_{znx} + \left(\dot{m}_{vi} + \dot{m}_g \right) V_{zie} \quad (13)$$

• Piscina de líquido.

$$\dot{m}_{ly} = \dot{m}_{vp} \quad (14)$$

$$Q_p + \dot{m}_{ly} h_{ly} - \dot{m}_{vp} h_{vy} = 0 \quad (15)$$

$$\dot{m}_{ly} V_{zly} + \dot{m}_{vp} V_{zny} = 0 \quad (16)$$

sendo: A a área; c o calor específico; g a constante gravitacional, h a entalpia; \bar{h} a entalpia na interface líquido-vapor; \dot{M} o fluxo de massa no núcleo de vapor; \dot{m} o fluxo de massa no filme de líquido e piscina; p a pressão; Q o fluxo de calor; \bar{T} a temperatura média; V a velocidade; v o volume, x o título; ρ a densidade e τ a tensão de cisalhamento. Os subscritos obedecem às seguintes definições: a representa o anel da seção transversal formado pelo filme de líquido, c o condensador; e o evaporador; g as gotas de líquido no núcleo de vapor; i a interface líquido-vapor; l a fase líquida; n o núcleo; p a piscina de líquido; sat a fase de saturação; t o topo; v a fase vapor; x seção do tubo; w a parede interna do tubo; y seção do tubo e z a orientação do eixo.

Podemos, ainda, escrever uma equação para determinar a massa total de fluido de trabalho no termosifão:

$$M_t = (\rho_{lc} v_{lc} + \rho_{nc} v_{nc}) + (\rho_{le} v_{le} + \rho_{ne} v_{ne}) + (\rho_{lp} v_{lp}) \quad (17)$$

sendo: M_t a massa total (carga de enchimento) de fluido de trabalho contida no interior do termosifão.

A partir do conjunto completo de equações, verificou-se que uma manipulação algébrica adequada com as mesmas, para o condensador, leva a uma equação do tipo:

$$AQ_c^2 + BQ_c^{1,75} - C = 0 \quad (18)$$

sendo: A , B e C coeficientes onde estão embutidos vários termos como, tensão de cisalhamento na parede e na interface líquido-vapor, obtidos a partir de correlações propostas por Blausius (1969) e Bharathan, Blausius e Richter (1979) respectivamente; parâmetro de arrasto (E); entre outros; advertindo-se ainda que todos os coeficientes acabam sendo funções de $\bar{\delta}$ e E .

A equação (18) foi solucionada usando um algoritmo que foi desenvolvido em linguagem Fortran, como segue:

1. Início.
2. Entrada dos valores de Q_c , E_c e das propriedades necessárias para a execução do programa.
3. Cálculo dos coeficientes A , B e C .
4. Busca da raiz da equação (18) pelo método de Newton-Raphson, dentro de um erro de 10⁻⁴.
5. Impressão do resultado, ou seja, $\bar{\delta}$.
6. Fim.

O valor da espessura média foi obtido a partir de valores reais de Q_c , que foram retirados do trabalho de Murcia, Zanardi e Leite (1997), e valores assumidos de *entrainment* (E_c) para o condensador.

3. RESULTADOS

O modelo desenvolvido foi testado em termosifões com as seguintes configurações: comprimento total de 580 mm, raio interno de 8,65 mm e carga de enchimento de aproximadamente 40% do volume interno do tubo. Assim, avaliou-se o modelo através de um parâmetro definido como média aritmética das espessuras médias ($\bar{\delta}$):

$$\bar{\delta} = \left(\sum_{i=1}^n \bar{\delta} / nr_i \right) 100 \quad (19)$$

sendo: n o número de pontos experimentais para cada gráfico (Figuras 5, 6, 7 e 8) e r_i o raio interno do tubo.

O parâmetro $\bar{\delta}$ foi calculado a partir dos gráficos de Reynolds (R_e) versus taxa real de calor transferido (Q_c), para várias faixas de potência fornecida e R_e usados durante o trabalho experimental. Os dispositivos experimentais empregados no trabalho de Murcia, Zanardi e Leite (1997), fazem parte de um sistema de testes para termosifões, que permitem obter Q_c e R_e a partir das seguintes fórmulas:

$$Q_c = \dot{m} c_l \Delta T \quad (20)$$

$$R_e = \frac{4 \cdot \dot{Q}}{P_m \cdot \nu} \quad (21)$$

sendo: \dot{m} a vazão mássica da água externamente ao condensador do termosifão; c_l o calor específico médio da água; ΔT a diferença de temperatura da água entre a saída e a entrada no dispositivo de retirada de calor; \dot{Q} a vazão volumétrica; P_m o perímetro molhado e ν a viscosidade cinemática média da água.

A partir da equação (18), e atribuindo-se um valor zero para o *entrainment* (E_c) – esse valor foi usado porque se verificou em estudos anteriores, que para as faixas de trabalho do termosifão em estudo a influência do arrasto era desprezível – obteve-se um valor de $\bar{\delta}$ para cada ponto das Figuras 5, 6, 7 e 8.

Assim, para cada gráfico das figuras citadas anteriormente, temos um único valor de $\bar{\delta}$, que tem sua unidade em porcentagem (equação (19)).

Uma visualização melhor dos resultados, pode ser encontrada na Figura 9, onde a abscissa representa a razão entre a espessura média ($\bar{\delta}$) do filme de líquido pelo raio interno (r_i) do tubo, e a ordenada o seguinte número adimensional:

$$Q_c^* = \frac{Q_c}{8\mu_l r_i h_{lg}} \quad (22)$$

sendo: μ_l a viscosidade dinâmica.

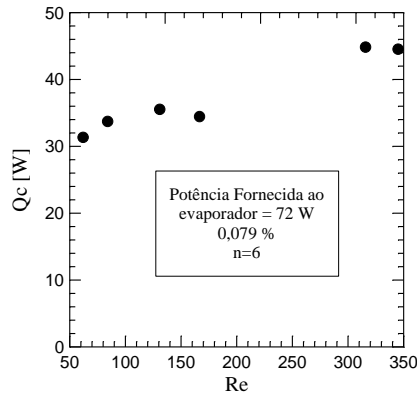


Figura 5. Medidas experimentais.

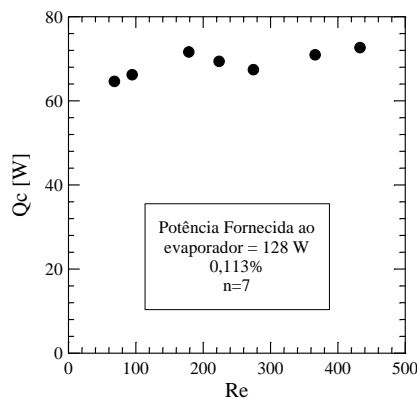


Figura 6. Medidas experimentais.

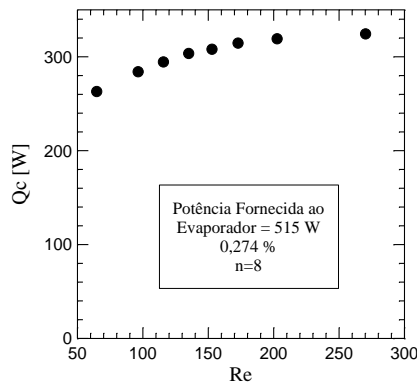


Figura 7. Medidas experimentais.

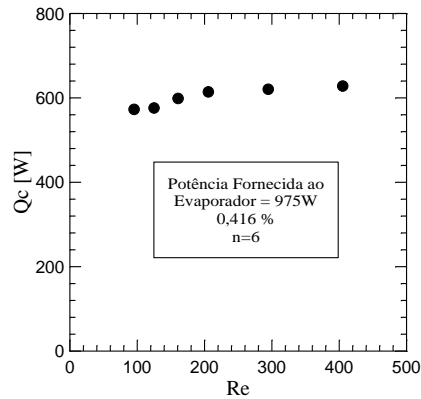


Figura 8. Medidas experimentais.

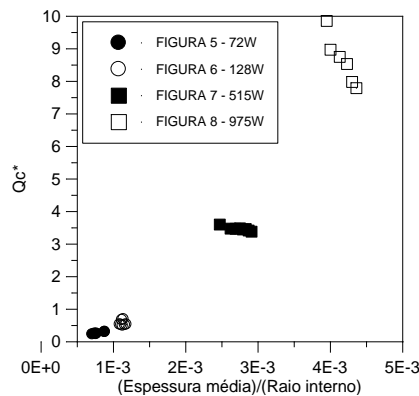


Figura 9. Resultados.

4. CONCLUSÃO

O projeto de um termosifão contém inúmeras variáveis que devem ser levadas em consideração, como geometria, quantidade e tipo de fluido de trabalho, faixa de temperatura interna em que o tubo opera o ângulo de inclinação do tubo, taxa máxima de transferência de calor, compatibilidade entre fluido de trabalho e material de fabricação do tubo, etc.

Um modelo simplificado foi apresentado, que aplica as equações de conservação em volumes de controle fixos e bem definidos, em uma geometria cilíndrica. Esse modelo visa determinar a espessura média do filme de líquido para uma determinada condição de operação do termosifão.

Como pode ser observado na Figura 5 e Figura 6 onde as taxas reais de calor transferido (Q_c) estão na faixa entre 30W-50W e 60W-80W aproximadamente, ou seja, valores relativamente baixos de calor transferido, onde os cálculos obtiveram os valores de 0,079% e 0,113% para o parâmetro, o modelo responde de maneira adequada com a condição assumida de espessura média bem menor que o raio interno do tubo. O mesmo pode ser observado na Figura 7 e Figura 8, para valores mais altos de calor transferido – entre 250W-350W e 550W-650W aproximadamente – obtendo-se valores de 0,274% e 0,416% para o parâmetro, mostrando assim uma boa consistência com o proposto.

Na Figura 9 são apresentados, de uma maneira agrupada, os bons resultados obtidos pelo modelo, onde podem ser observados os baixos valores da abscissa, quando comparados com o raio interno (r_i), para os quatro casos estudados (72W, 128W, 515W e 975W).

Embora o modelo apresentado seja relativamente simples e a validação não tenha sido direta, ou seja, comparar os valores da espessura média com resultados experimentais, ele apresentou boa concordância com o proposto, para a geometria e a faixa de trabalho pesquisada. Deve ser levado em consideração que até o momento, não foi encontrado nenhum trabalho experimental dentro da literatura especializada que medisse o valor da espessura do filme de líquido para os casos mostrados aqui.

Além do mais, o modelo mostrou a possibilidade de desenvolver novos modelos a partir deste, para diferentes geometrias como também para novas definições do *entrainment* (E), onde o mesmo poderá ser, por exemplo, função dos processos termo-hidrodinâmicos.

AGRADECIMENTOS

O autor agradece a Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pelo auxílio financeiro concedido na forma de uma bolsa de estudo durante a execução deste trabalho.

REFERÊNCIAS

- CASAROSA, C.; DOBRAN, F. “Experimental investigation and analytical modeling of a closed two-phase thermosyphon with imposed convection boundary conditions”, *International Journal Heat Mass Transfer*, Vol. 31, pp. 1815-1833, 1988.
- DOBRAN, F. “Steady-state characteristics and stability thresholds of a closed two-phase thermosyphon”, *International Journal Heat Mass Transfer*, Vol. 28, pp. 949-957, 1985.
- BLAUSIUS WALLIS, G. “One dimensional two-phase flow”, McGraw-Hill, 1969.
- BHARATHAN, D.; BLAUSIUS WALLIS, G.; RICHTER, H. J. “Air-water counter-current annular flow”, EPRI Report NP-1165, 1979.
- MURCIA, N.; ZANARDI, M. A.; LEITE, N. G. C. “Análise experimental de um termossifão bifásico”, XIV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, 1997.
- PETERSON, G. P.; BAGE, B. K. “Entrainment limitations in thermosyphons and heat pipes”, *Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 113, pp. 147-153, 1991.